

# PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2001-065574

(43)Date of publication of application : 16.03.2001

(51)Int.Cl.

F16C 33/34

F16C 19/22

F16C 33/36

F16C 33/58

(21)Application number : 11-246425

(71)Applicant : NSK LTD

(22)Date of filing : 31.08.1999

(72)Inventor : SHIMOMURA YUJI  
NATSUMEDA SHINICHI

## (54) ROLLER BEARING

### (57)Abstract:

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To provide a roller bearing with a long service life by clarifying a numerical value of a crowing shape of a specific circular arc combination and a numerical value of a partial crowing shape.

**SOLUTION:** Sum  $\delta$  of a crowing amount on the rolling body side and a crowing amount on the inner ring track surface in a roller bearing satisfies an equation I and an equation II at two points X in the generating line direction of a roller 1 from the rolling body or the center of a track ring. At  $X=0.425 L_e$  the equation I is used and at  $X=0.5 L_e$  the equation II is used, where  $L_e$  is an effective contact length in the generating line direction,  $E'$  is an equivalent elasticity,  $R$  is an equivalent radius,  $C$  is active rated load,  $Z$  is number of rolling bodies,  $\alpha$  is a contact angle between the track ring and the rolling bodies.

$$\frac{2.764C}{\pi L_e E' Z \cos \alpha} \ln \left( \frac{0.2775 + 0.589X}{\pi E' (L_e^2 - C \cos \alpha)} \right) \leq \delta \quad \text{I}$$

$$S = \frac{E' R R_0}{\pi L_e E' Z \cos \alpha} \ln \left( \frac{0.2775 + 1.939X}{\pi E' (L_e^2 - C \cos \alpha)} \right) \quad \text{II}$$

$$\frac{2.764C}{\pi L_e E' Z \cos \alpha} \ln \left( \frac{0.2775 + 0.589X}{\pi E' (L_e^2 - C \cos \alpha)} \right) \leq \delta \quad \text{I}$$

$$S = \frac{E' R R_0}{\pi L_e E' Z \cos \alpha} \ln \left( \frac{0.2775 + 1.939X}{\pi E' (L_e^2 - C \cos \alpha)} \right) \quad \text{II}$$

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号  
特開2001-65574  
(P2001-65574A)

(43) 公開日 平成13年3月16日 (2001.3.16)

(51) Int.Cl. <sup>7</sup>	識別記号	F I	テームコード <sup>*</sup> (参考)
F 1 6 C 33/34		F 1 6 C 33/34	3 J 1 0 1
19/22		19/22	
33/36		33/36	
33/58		33/58	

審査請求 未請求 請求項の数 1 O L (全 11 頁)

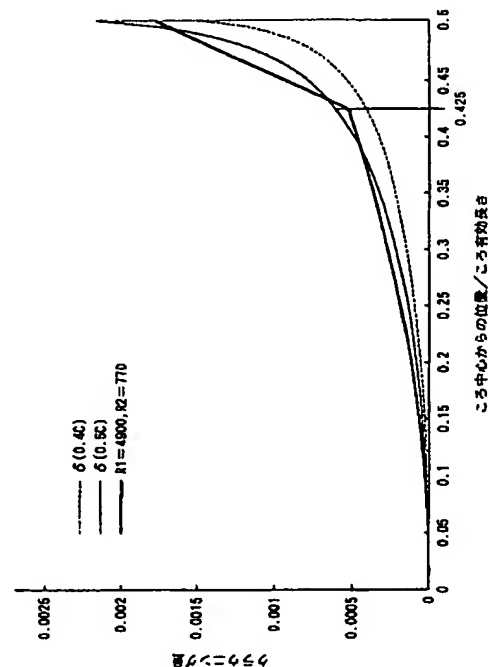
(21) 出願番号	特願平11-246425	(71) 出願人	000004204 日本精工株式会社 東京都品川区大崎1丁目6番3号
(22) 出願日	平成11年8月31日 (1999.8.31)	(72) 発明者	下村 祐二 神奈川県藤沢市鶴沼神明一丁目5番50号 日本精工株式会社内
		(72) 発明者	森田 伸一 神奈川県藤沢市鶴沼神明一丁目5番50号 日本精工株式会社内
		(74) 代理人	100066980 弁理士 森 哲也 (外2名)
		Fターム (参考)	3J101 AA13 AA16 AA24 AA25 BA06 BA53 BA55 FA31 FA60

(54) 【発明の名称】 ころ軸受

(57) 【要約】

【課題】 広範囲の荷重に対して長寿命なころ軸受を提供する。

【解決手段】 例えば二つの円弧の組合せでころ又は転走面にクラウニングを施す場合、中心線からの母線方向への距離  $x$  が有効接触長さ  $L_e$  の 0.425 倍の位置と、0.5 倍の位置の夫々で、軸受荷重  $P$  が動定格荷重  $C$  の 0.4 倍であるときの周知の対数クラウニングの値と 0.6 倍であるときの値との間に存在するようにクラウニングプロファイルを規定する。或いは、接触部の両端部にのみクラウニングを施すパーシャルクラウニングの場合は、直線部の長さを有効接触長さの 0.5 ~ 0.9 倍とし、クラウニング円弧の半径を当該有効接触長さの 50 ~ 125 倍とする。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 円筒状又は円錐状の転動体を有するころ軸受において、転動体側のクラウニング量と内輪軌道面のクラウニング量との和 $\delta$ が、転動体又は軌道輪中心から $x=0.425L_e$ のとき

$$-\frac{3.264C}{\pi \cdot L_e \cdot E' \cdot Z \cdot \cos \alpha} \ln \left( 0.2775 + 1.583 \times \sqrt{\frac{R \cdot C}{\pi \cdot E' \cdot L_e^3 \cdot Z \cdot \cos \alpha}} \right) \leq \delta$$

$$\leq -\frac{4.896C}{\pi \cdot L_e \cdot E' \cdot Z \cdot \cos \alpha} \ln \left( 0.2775 + 1.939 \times \sqrt{\frac{R \cdot C}{\pi \cdot E' \cdot L_e^3 \cdot Z \cdot \cos \alpha}} \right)$$

$x=0.5L_e$ のとき

$$-\frac{3.264C}{\pi \cdot L_e \cdot E' \cdot Z \cdot \cos \alpha} \ln \left( 2.192 \times \sqrt{\frac{R \cdot C}{\pi \cdot E' \cdot L_e^3 \cdot Z \cdot \cos \alpha}} \right) \leq \delta$$

$$\leq -\frac{4.896C}{\pi \cdot L_e \cdot E' \cdot Z \cdot \cos \alpha} \ln \left( 2.684 \times \sqrt{\frac{R \cdot C}{\pi \cdot E' \cdot L_e^3 \cdot Z \cdot \cos \alpha}} \right)$$

但し、

$L_e$  : 母線方向の有効接触長さ

$E'$  : 等価弾性率

$2/E' = (1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2$

$E_1, E_2$  : 転動体、内輪のヤング率

$\nu_1, \nu_2$  : 転動体、内輪のポアソン比

$R$  : 等価半径

$R = r_1 \cdot r_2 / (r_1 + r_2)$

$r_1$  : 転動体半径

$r_2$  : 内輪軌道半径

$C$  : 動定格荷重

$Z$  : 転動体数

$\alpha$  : 軌道輪と転動体との接触角

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、円筒状又は円錐状のころを転動体とするころ軸受に関するものである。

【0002】

【従来の技術】図16は、円筒同士の接触状態を示した

$$\delta = -\frac{w}{\pi L_e} \left( \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) \ln \left\{ 1 - \left( 1 - 0.3033 \frac{2b}{L_e} \right) \left( \frac{2x}{L_e} \right)^2 \right\} \quad \dots (1)$$

【0005】但し、

$\delta$  : 接触二物体（ころと内輪軌道面）のクラウニング落ち量の和

$w$  : 接触荷重

らのころの母線方向の2点 $x$ で、以下の式を満足することとを特徴とするころ軸受。

【数1】

ものであるが、このような状態での転がり接触を利用した機械要素には、転がり軸受を始め、種々のものがある。一方、このような接触状態では、接触部の両端部で、過大接触圧力、所謂エッジロードが発生することがあり、短寿命の原因となることが知られている。そこで、ころ軸受では、転動体又は転走面に、図17に示すように、接触部の両端部を次第に逃がす、クラウニングを施している。

【0003】このクラウニングそのものは公知の技術であり、例えば実開平5-89943号公報に記載されるようなクラウニングに関する発明も見受けられる。また、クラウニングの形状については、下記1式で与えられる所謂対数クラウニングが著名である（P. M. Johns と R. Gohar の論文 “Roller bearings under radial and eccentric loads” TRIBOLOGY International, vol. 14, 1981年, 131～136頁）。

【0004】

【数2】

$L_e$  : 母線方向の有効接触長さ

$E_1, E_2$  : 接触二物体（ころと内輪）のヤング率

$\nu_1, \nu_2$  : 接触二物体（ころと内輪）のポアソン比

50  $b$  : ヘルツ接触幅の1/2

である。

【0006】実際に、この対数クラウニングをここに施すことは困難であり、例えば実開平3-12015号公報に見られるような複数の円弧を組合せたクラウニングや、単独円弧、直線と円弧との組合せからなるクラウニングが提案されている。また、ころ又は転走面の接触両端部にのみ、クラウニングを施す、所謂パーシャルクラウニングもある。

【0007】

【発明が解決しようとする課題】前述のようなクラウニングによれば、図18に二点鎖線で示すように、母線方向の有効接触長さ $L_e$ に対し、接触部の中央部分で接触圧力が大きく、両端部にかけて次第に接触圧力が小さいことが望ましい。これに対して、クラウニング過小によりエッジロード発生が好ましくないのは当然、逆にクラウニング過大によりクラウニング落ち量が過大となり、母線の実接触長さが不足するような場合も短寿命の原因となる。

【0008】前記1式の対数クラウニングでは、接触荷重 $w$ を想定することでクラウニング形状が決定される。この想定された接触荷重 $w$ が実稼働時の荷重と合致していれば長寿命が期待できるが、想定した接触荷重 $w$ と実稼働時の荷重とが合致しない場合には長寿命は期待できない。更に、実用に供されている機械要素で、負荷荷重が一定であることの方が稀であり、多くの場合、稼働期間中に種々の大きさの荷重を受けるのが実状である。ま

$x=0.425L_e$ のとき

$$-\frac{3.264C}{\pi \cdot L_e \cdot E' \cdot Z \cdot \cos \alpha} \ln \left( 0.2775 + 1.583 \times \sqrt{\frac{R \cdot C}{\pi \cdot E' \cdot L_e^3 \cdot Z \cdot \cos \alpha}} \right) \leq \delta$$

$$\leq -\frac{4.896C}{\pi \cdot L_e \cdot E' \cdot Z \cdot \cos \alpha} \ln \left( 0.2775 + 1.939 \times \sqrt{\frac{R \cdot C}{\pi \cdot E' \cdot L_e^3 \cdot Z \cdot \cos \alpha}} \right) \cdots (2-1)$$

$x=0.5L_e$ のとき

$$-\frac{3.264C}{\pi \cdot L_e \cdot E' \cdot Z \cdot \cos \alpha} \ln \left( 2.192 \times \sqrt{\frac{R \cdot C}{\pi \cdot E' \cdot L_e^3 \cdot Z \cdot \cos \alpha}} \right) \leq \delta$$

$$\leq -\frac{4.896C}{\pi \cdot L_e \cdot E' \cdot Z \cdot \cos \alpha} \ln \left( 2.684 \times \sqrt{\frac{R \cdot C}{\pi \cdot E' \cdot L_e^3 \cdot Z \cdot \cos \alpha}} \right) \cdots (2-2)$$

【0012】但し、

$L_e$  : 母線方向の有効接触長さ

$E'$  : 等価弾性率

$2/E' = (1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2$

$E_1, E_2$  : 転動体、内輪のヤング率

$\nu_1, \nu_2$  : 転動体、内輪のポアソン比

た、実用の軸受では、組付け時にミスアライメント、即ち例えば転動体の中心線と内輪軌道面の中心線とがずれるような場合もあり、そのような場合には転動体と軌道面とが傾いて接触するため、ころ又は転走面に前記対数クラウニングが施されていたとしても、片側端面でエッジロードが生じ、短寿命の原因となることもある。従って、前記1式に従った対数クラウニングが必ずしもころ軸受の長寿命化を達成するものであるとは限らない。

【0009】一方、前記単独円弧、複数の円弧の組合せ、直線と円弧の組合せによるクラウニング形状も、ころ軸受の長寿命化に寄与する具体的な数値は明確になっていない。本発明は前記諸問題を解決すべく開発されたものであり、具体的な円弧組合せのクラウニング形状の数値や、パーシャルクラウニング形状の数値を明確化して長寿命なころ軸受を提供することを目的とするものである。

【0010】

【課題を解決するための手段】而して、本発明に係るころ軸受は、円筒状又は円錐状の転動体を有するころ軸受において、転動体側のクラウニング量と内輪軌道面のクラウニング量との和 $\delta$ が、転動体又は軌道輪中心からのころの母線方向の2点 $x$ で、以下の(2-1)式、(2-2)式を満足することを特徴とするものである。

【0011】

【数3】

$R$  : 等価半径

$R = r_1 \cdot r_2 / (r_1 + r_2)$

$r_1$  : 転動体半径

$r_2$  : 内輪軌道半径

$C$  : 動定格荷重

$Z$  : 転動体数

$\alpha$  : 軌道輪と転動体との接触角

である。

【0013】なお、前記中心からの距離  $x$  を  $0.425L_e$  及び  $0.5L_e$  に特化した理由は以下の通りである。即ち、対数クラウニング形状は理論的にも長寿命を示すが、製作が困難なことから、円弧クラウニングにおいても、対数クラウニングに近い形状であれば長寿命になることに着目した。そして、ころの中心からの距離  $x$  については、ころの中央の辺りではなく、端部に近い方ほどエッジロードが大きくなる性質から、複数の円弧を結ぶ曲線において、ころの母線上の2点の落ち量を規定すると、クラウニングプロファイルは大まかに定義される。解析の結果、ころの母線上で中心からの距離  $x$  が  $0.425L_e$  と  $0.5L_e$  の位置で良好な対数クラウニング形状の範囲を通るときに寿命が長くなることが判明した。なお、円弧をつないだ曲線において、端部近くの2点にゲート位置を設けると対数曲線に近づくことは明らかである。

【0014】また、転動面の接触中央部に、当該転動面の母線方向の有効接触長さの  $0.5 \sim 0.9$  倍の長さの直線部を設け、その両端部に、当該有効接触長さの  $50 \sim 125$  倍の半径の曲線部からなるパーシャルクラウニングを施してもよい。

【0015】

【発明の実施の形態】以下、本発明の実施の形態について図面を用いながら説明する。図1は、本発明のころ軸受の第1実施形態を示すものであり、ころ（転動体）1のクラウニング形状を示している。このクラウニング形状の詳細は、図2に太い実線で明示している。具体的には二つの半径の円弧の組合せからなり、転動面中央部の円弧の半径  $R_1$  は  $4900\text{mm}$ 、その両外側に接続する円弧の半径  $R_2$  は  $770\text{mm}$  であり、両者の接続点は、ころの中心線を挟んだ対称な距離  $L_1$  が、母線方向の有効接触長さ  $L_e$  の  $0.85$  倍の長さになる位置、即ちころの中心線からの距離  $x$  が当該母線方向の有効接触長さ  $L_e$  の  $0.425$  倍の長さである位置になっている。図2には、前記1式による対数クラウニングのうち、軸受荷重  $P$  を動定格荷重  $C$  の  $0.4$  倍で計算したものを細い実線で、軸受荷重  $P$  を動定格荷重  $C$  の  $0.6$  倍で計算したものを破線で示している。本実施形態のころ軸受のクラウニングプロファイルの特徴は、前記ころの中心線を挟んだ対称な距離  $L_1$  が、母線方向の有効接触長さ  $L_e$  の  $0.85$  倍の長さになる位置、即ちころの中心線からの距離  $x$  が当該母線方向の有効接触長さ  $L_e$  の  $0.425$  倍の長さである位置、及びころの中心線からの距離  $x$  が当該母線方向の有効接触長さ  $L_e$  の  $0.5$  倍の長さである位置、即ち当該母線方向の有効接触長さ  $L_e$  の端部の夫々が、前記軸受荷重  $P = 0.4C$  の対数クラウニングと軸受荷重  $P = 0.6C$  の対数クラウニングとの間に存在している点にある。

【0016】前記1式では、クラウニング量  $\delta$  は、軸受形式・サイズによる軸受寸法諸元と接触荷重  $w$  とから求められる。つまり、対象とする軸受が決まれば、クラウニング量  $\delta$  は接触荷重  $w$  の関数となる。接触荷重は軸受荷重と転動体数及び接触角より計算されるが、一般に軸受寿命は軸受荷重  $P$  で議論されるので、この対数クラウニングでのクラウニング量を  $\delta(P)$  と示す。また、多くは、軸受荷重  $P$  は前述のように動定格荷重  $C$  の比で表すので、当該対数クラウニングでのクラウニング量を例えば  $\delta(0.1C)$  のようにも表す。

【0017】次に、高負荷容量型円筒ころ軸受  $NJ308E$  において、軸受荷重  $P$  を種々に変化させたときの軸受寿命を算出してみた。図3には、軸受荷重  $P$  が動定格荷重  $P$  の  $0.1$  倍、 $0.4$  倍、 $0.6$  倍、 $1.0$  倍の対数クラウニング  $\delta(0.1C)$ 、 $\delta(0.4C)$ 、 $\delta(0.6C)$ 、 $\delta(1.0C)$  と軸受寿命比との関係を示す。なお、同図において、 $L_{cal}(P)$  は軸受内部諸元を考慮に入れた計算寿命を示し、 $L_{ISO} = (C/P)^{10/3}$  はISO規格に定められた計算寿命を示す。また、軸受内の転動体荷重分布の計算には、T.A.Harris著“Rolling Bearing Analysis” (3rd edition, John Wiley & Sons, 1991年)の193～201頁を、軸受寿命の計算には、同著書の708～712頁及びH.Reusnerの論文“The logarithmic roller profile—the key to superior performance of cylindrical and taper roller bearings”

(Ball Bearing Journal 230, 1989年, 2～10頁)をそれぞれ参照した。図から明らかなように、軸受荷重が小さいクラウニング量  $\delta(0.1C)$  のときは軽荷重では長寿命を示すが、重荷重では寿命の低下が見られる。また、軸受荷重が大きいクラウニング量  $\delta(1.0C)$  のときは、重荷重では前記  $\delta(0.1C)$  に比較して寿命が長くなるが、軽荷重では寿命が短くなる。

【0018】次に、広範囲の荷重に対して、良好な寿命特性を示すクラウニングがどのようなものであるかを調べるため、下記3式に示す評価関数を用いて寿命評価を行った。

【0019】

【数4】

$$F = \frac{1}{0.5C} \int_{0.05C}^{0.55C} \{L_{cal}(P)/L_{ISO}\} dP \quad \dots (3)$$

【0020】式中の  $F$  は平均寿命である。係数の  $0.5C$  は、一般に用いられる軸受荷重範囲が概ね  $P = 0.05C \sim 0.55C$  程度であり、 $0.55C$  から  $0.05C$  を減じて  $0.5C$  を係数にした。即ち、この評価関数は、軸受荷重範囲  $P = 0.05C \sim 0.55C$  における前記図3に示すような寿命比  $L_{cal}(P)/L_{ISO}$  の平均高さに幅を与えて面積化したものである。また、合わせてミスアライメントがある場合とない場合についても計算を行った。計算に用いたミスアライメント角は  $1.2 \times 10^{-3}$  ラジアンであり、軸受メーカーのカatalogなどに

記載されるように、経験的に決められている許容ミスアライメント角である。計算結果を図4に示す。横軸は荷重比 $P/C$ を示す。同図から、ミスアライメントがない場合には荷重比 $P/C=0.3\sim 0.4$ で長寿命を示し、ミスアライメントがある場合には荷重比 $P/C=0.6\sim 0.8$ で長寿命を示す。しかし、軸受荷重同様、ミスアライメントの程度を事前に予見することは困難であるから、両者の平均値に着目すると荷重比 $P/C=0.4\sim 0.6$ の範囲で平均寿命が長い。また、ミスアライメントがない場合、或いは許容限界までである場合

にも、それなりの長寿命が見られる。  
 【0021】同様の評価関数を用いて、軸受幅を変化させた場合、軸受直径を変化させた場合、両者を同時に変化させた場合の夫々の平均寿命を計算し、夫々図5～図7に示した。図5はNJ208Eのミスアライメントがない場合とある場合との平均値、図6はNJ2308Eのミスアライメントがない場合とある場合との平均値、図7はNJ2208Eのミスアライメントがない場合とある場合との平均値を示している。これらの場合も、荷重比 $P/C=0.4\sim 0.6$ の範囲で平均寿命が長くなっている。つまり、前記1式による対数クラウニングにおいて、軸受荷重 $P=0.4C\sim 0.6C$ の範囲のクラ

ウニング量 $\delta(0.4C)$ 、 $\delta(0.6C)$ について着目すればよいことになる。

【0022】次に、前記図1のように、二つの異なる半径の円弧を組合せたクラウニング形状において、二つの異なる半径の円弧の接点点間の距離 $L_1$ を $0.85L_0$ 、つまり前記中心線からの距離 $x$ が $0.425L_0$ の下で、接触部中央部の円弧の半径 $R_1$ 、接触部両端部の円弧の半径 $R_2$ を夫々変えて解析を行い、前記3式の評価関数で軸受寿命 $F$ を求めた。高負荷容量型円筒ころ軸受NJ308Eについての解析結果を表1に示す。同表1aにはミスアライメントなしのときの平均寿命 $F$ を、同表1bにはミスアライメント角 $1.2\times 10^{-3}$ ラジアンのときの平均寿命 $F$ を、同表1cには両者の平均値を示す。この表1cで下線を施した数値が最も良好な寿命である。つまり、解析を行った範囲では、接触部中央部の円弧の半径 $R_1$ は $4900\text{mm}$ 又は $5600\text{mm}$ 、その外側、接触部両端部の円弧の半径 $R_2$ は $700\text{mm}$ 又は $770\text{mm}$ であり、前記図1はこのうちの $R_1=4900\text{mm}$ 、 $R_2=770\text{mm}$ の組合せを示したものである。

【0023】

【表1】

(a) ミスアライメント無し

R1 \ R2	490[mm]	560	630	700	770	840	910	980
3500[mm]	3.27	3.40	3.49	3.56	3.60	3.61	3.58	3.54
4200	3.40	3.54	3.66	3.74	3.78	3.78	3.75	3.70
4900	3.47	3.64	3.77	3.86	3.90	3.89	3.86	3.81
5600	3.50	3.69	3.83	3.92	3.97	3.96	3.93	3.88
6300	3.52	3.72	3.87	3.97	4.01	4.02	3.99	3.94
7000	3.51	3.72	3.89	4.00	4.04	4.05	4.02	3.97
7700	3.49	3.72	3.90	4.02	4.07	4.07	4.04	3.99
8400	3.47	3.72	3.90	4.02	4.08	4.08	4.05	4.01

(b) ミスアライメント角  $1.2 \times 10^{-3} \text{rad}$ 

R1 \ R2	490[mm]	560	630	700	770	840	910	980
3500[mm]	2.58	2.72	2.78	2.79	2.74	2.65	2.55	2.45
4200	2.52	2.67	2.74	2.74	2.69	2.61	2.51	2.40
4900	2.43	2.59	2.67	2.67	2.62	2.53	2.43	2.32
5600	2.35	2.52	2.60	2.60	2.55	2.46	2.36	2.25
6300	2.28	2.46	2.54	2.53	2.48	2.39	2.28	2.18
7000	2.23	2.40	2.48	2.47	2.42	2.32	2.22	2.11
7700	2.18	2.36	2.44	2.42	2.36	2.27	2.17	2.06
8400	2.14	2.32	2.40	2.38	2.32	2.22	2.12	2.01

(c) 平均値

R1 \ R2	490[mm]	560	630	700	770	840	910	980
3500[mm]	2.93	3.06	3.14	3.17	3.17	3.13	3.07	3.00
4200	2.96	3.10	3.20	3.24	3.24	3.20	3.13	3.05
4900	2.95	3.12	3.22	3.26	3.26	3.21	3.14	3.07
5600	2.92	3.10	3.22	3.26	3.26	3.21	3.14	3.06
6300	2.90	3.09	3.21	3.25	3.24	3.21	3.14	3.06
7000	2.87	3.06	3.19	3.24	3.23	3.19	3.12	3.04
7700	2.83	3.04	3.17	3.22	3.22	3.17	3.11	3.02
8400	2.81	3.02	3.15	3.20	3.20	3.15	3.09	3.01

【0024】これらの円弧クラウニングが良好な寿命結果を示した構成要件に、前記ころの中心線からの距離  $x$  が当該母線方向の有効接触長さ  $L_e$  の 0.425 倍の長さである位置、及びころの中心線からの距離  $x$  が当該母線方向の有効接触長さ  $L_e$  の 0.5 倍の長さである位置の夫々が、前記軸受荷重  $P=0.4C$  の対数クラウニングと軸受荷重  $P=0.6C$  の対数クラウニングとの間に存在しているという点がある。つまり、 $R_1=4900\text{mm}$ 、 $5600\text{mm}$ 、 $R_2=700\text{mm}$ 、 $770\text{mm}$  以外の条件では、上記 2 点での落ち量が、対数クラウニング  $P=0.4C$  と  $P=0.6C$  との間に存在していない。即ち、実質的には、クラウニングを構成する二つの異なる半径の円弧の接点間の距離  $L_1$ 、接触部中央部の円弧の半径  $R_1$ 、接触部両端部の円弧の半径  $R_2$  が規定されるのではなく、この二つの位置におけるクラウニングのプロファイルが重要であり、その条件、即ち軸受荷重  $P$  (接触荷重  $w$  に変換して代入) を前記 1 式に代入すると、前記 (2-1) 式、(2-2) 式を得る。従って、クラウニングのプロファイル自体は、二つの円弧の

組合せに限定されるものではなく、前記二点を通る滑らかな曲線であれば、どのようなものでもよい (実質的には円弧か、或いは対数曲線になる)。

【0025】次に、本発明のころ軸受の第 2 実施形態について説明する。図 8 は、この第 2 実施形態のころ軸受のころ 1 を示している。このころ 1 は、中心線を挟む長さ  $L_s$  の範囲がストレートな円筒部 (直線部) となっており、それより外側、つまり接触部の両端部に所定半径  $R_1$  の円弧クラウニング (曲線部) を施したパーシャルクラウニングである。なお、図中の半径  $R_2$  は、前記直線部と曲線部とを連結するための円弧半径であり、後段に詳述する。また、 $L_e$  は母線方向の有効接触長さである。

【0026】次に、前記 3 式の評価関数を用い、前記直線部の長さ  $L_s$  及び曲線部の円弧半径  $R_1$  を種々に変えて寿命評価を行った。計算時の参考文献は前述の通りである。また、前述と同様に、ミスアライメントのない場合、ある場合 (ミスアライメント角  $1.2 \times 10^{-3} \text{rad}$ )、両者の平均値を求め、夫々、表 2 a ~ c に示す。

表2 a のミスアライメントがない場合には、直線部長さ  $L_s = 0.8 L_e$ 、曲線部円弧半径  $R_1 = 75 L_e$  で寿命最長となる。また、表2 b のミスアライメントがある場合には、直線部長さ  $L_s = 0.6 L_e$ 、曲線部円弧半径  $R_1 = 75 L_e$  で寿命最長となる。これは、ミスアライメントがない場合は直線部を長くすることで接触面圧

(a) ミスアライメント無し

		$R_1/L_e$						
		50	75	100	125	150	175	200
$L_s/L_e$	0.5	1.61	2.34	2.73	2.78	2.73	2.66	2.61
	0.6	2.06	2.81	3.05	3.00	2.91	2.83	2.72
	0.7	2.54	3.24	3.28	3.15	3.03	2.89	2.77
	0.8	3.10	3.48	3.35	3.16	2.97	2.80	2.64
	0.9	3.40	3.25	2.97	2.72	2.49	2.29	2.11

(b) ミスアライメント有り

		$R_1/L_e$						
		50	75	100	125	150	175	200
$L_s/L_e$	0.5	1.46	2.00	1.95	1.71	1.45	1.22	1.00
	0.6	1.72	2.14	1.92	1.60	1.31	1.05	0.83
	0.7	1.95	2.07	1.70	1.33	1.02	0.77	0.58
	0.8	2.03	1.69	1.23	0.86	0.60	0.42	0.31
	0.9	1.37	0.83	0.49	0.30	0.20	0.15	0.11

(c) 平均値

		$R_1/L_e$						
		50	75	100	125	150	175	200
$L_s/L_e$	0.5	1.53	2.17	2.34	2.25	2.09	1.94	1.80
	0.6	1.89	2.47	2.48	2.30	2.11	1.94	1.77
	0.7	2.25	2.66	2.49	2.24	2.03	1.83	1.67
	0.8	2.57	2.59	2.29	2.01	1.79	1.61	1.47
	0.9	2.39	2.04	1.73	1.51	1.35	1.22	1.11

【0028】しかしながら、前述と同様、軸受荷重と同じく、ミスアライメントの程度を事前に予見することは困難であるから、両者の平均値を対象とする。この平均値の直線部長さ  $L_s$ 、曲線部円弧半径  $R_1$  のマトリックスを更に細かくし、寿命範囲別に塗り分けしたのが図9である。同図より、直線部長さ比  $L_s/L_e = 0.5 \sim 0.9$  の範囲において、曲線部円弧半径比  $R_1/L_e = 50 \sim 125$  の場合に概ね寿命が長い。更に好ましくは、直線部長さ比  $L_s/L_e = 0.6 \sim 0.8$  の範囲で、且つ曲線部円弧半径比  $R_1/L_e = 75 \sim 100$  の範囲では、直線部長さ  $L_s$ 、曲線部円弧半径  $R_1$  がどのような値であっても長寿命となる。また、この領域では、ミスアライメントがない場合でも、ある場合でもそれなりの寿命を有している。

【0029】次に、前記図9のころ軸受において、直線部長さ  $L_s = 0.7 L_e$ 、曲線部円弧半径  $R_1 = 75 L_e$  のころ軸受と、直線部長さ  $L_s = 0.9 L_e$ 、曲線部円弧半径  $R_1 = 140 L_e$  のころ軸受とで、軸受荷重と軸受寿命との関係を求め、その解析結果を図10に示す。同図より明らかなように、後者の軸受は軽荷重では長寿命を示しているが、荷重の増加に従って寿命が顕著

が小さくなり、ミスアライメントがある場合は直線部を短くし、且つクラウニング落ち量を大きくすることでエッジロードの発生を抑えるためである。

【0027】

【表2】

に低下する。これに対して、前者の軸受は、軸受荷重  $P = 0.55 C$  までの範囲では軸受荷重の変化により極端な寿命の変化は見られず、ある程度の長寿命を示している。即ち、直線部長さ  $L_s = 0.5 \sim 0.9 L_e$ 、且つ曲線部円弧半径比  $R_1 = 50 \sim 125 L_e$  の条件を満足すれば、軸受荷重やミスアライメントの有無に関わらず、一定以上の軸受寿命を達成することができる。

【0030】同様に、軸受の幅や直径を変更して、前記図9と同様に、軸受寿命を評価した。図11はNJ2208Eのミスアライメントがない場合とある場合との寿命平均値、図12はNJ2308Eのミスアライメントがない場合とある場合との寿命平均値、図13はNJ305Eのミスアライメントがない場合とある場合との寿命平均値、図14はNJ218Eのミスアライメントがない場合とある場合との寿命平均値である。こうした軸受でも、直線部長さ  $L_s = 0.5 \sim 0.9 L_e$ 、且つ曲線部円弧半径比  $R_1 = 50 \sim 125 L_e$  の条件を満足すれば、一定以上の軸受寿命を達成することができる。

【0031】次に、前記直線部と円弧部とを個別の半径  $R_2$  の円弧で滑らかにつなぐときの影響について調査した。ここでは、同じく高負荷容量型円筒ころ軸受NJ3



0.8Eにおいて、直線部長さ $L_s = 0.7L_e$ 、曲線部円弧半径 $R_1 = 7.5L_e$ 一定とし、接続円弧半径 $R_2$ の曲線部円弧半径 $R_1$ に対する比率を種々に変更し、ミスアライメントがない場合の軸受寿命 $F$ 、ミスアライメントがある場合（ミスアライメント角 $1.2 \times 10^{-3} \text{ rad}$ ）の軸受寿命 $F$ 、及び両者の平均値を求め、計算結果を図15に示す。同図より明らかなように、接続円弧半径 $R_2$ が大きくなるにつれて、軸受寿命が長くなっている。これは、接続円弧半径 $R_2$ が小さいときには、直線部と曲線部との接点で面圧が高くなり、接続円弧半径 $R_2$ を大きくすると面圧が小さくなるためである。

【0032】しかしながら、前記接続円弧部は、直線部と曲線部とを加工した後に加工作業するため、その半径 $R_2$ を高精度に管理することは困難であり、逆に接続円弧半径 $R_2$ をあまり大きくすると、かえってころの精度を低下させる要因となる。そこで、接続円弧半径 $R_2 = 0.2 \sim 0.4R_1$ 程度とするのが好ましい。なお、前記各実施形態は、ころにクラウニングを施した場合についてのみ詳述したが、内輪軌道面に施してもよいし、或いはころ、転走面の双方に施してもよい。

【0033】

【発明の効果】以上説明したように、本発明のころ軸受によれば、クラウニングプロファイルの一部を規定することにより、広範囲の荷重に対して、長寿命を達成することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明のころ軸受の第1実施形態を示すころの概略図である。

【図2】図1のころのクラウニングプロファイルの詳細を示す説明図である。

【図3】軸受荷重比を変えたときの軸受荷重と軸受寿命との関係を示す説明図である。

【図4】軸受荷重比と軸受寿命との関係を示す説明図である。

【図5】軸受荷重比と軸受寿命との関係を示す説明図である。

【図6】軸受荷重比と軸受寿命との関係を示す説明図である。

【図7】軸受荷重比と軸受寿命との関係を示す説明図である。

【図8】本発明のころ軸受の第2実施形態を示すころの概略図である。

【図9】図8のころにおいて直線部長さ比と曲線部円弧半径比とに応じた軸受寿命の説明図である。

【図10】図8のころにおいて直線部長さと曲線部円弧半径とを変えたときの軸受荷重比と軸受寿命との関係を示す説明図である。

【図11】直線部長さ比と曲線部円弧半径比とに応じた軸受寿命の説明図である。

【図12】直線部長さ比と曲線部円弧半径比とに応じた軸受寿命の説明図である。

【図13】直線部長さ比と曲線部円弧半径比とに応じた軸受寿命の説明図である。

【図14】直線部長さ比と曲線部円弧半径比とに応じた軸受寿命の説明図である。

【図15】接続円弧半径を変えたときの軸受寿命の説明図である。

【図16】ころの接触状態の説明図である。

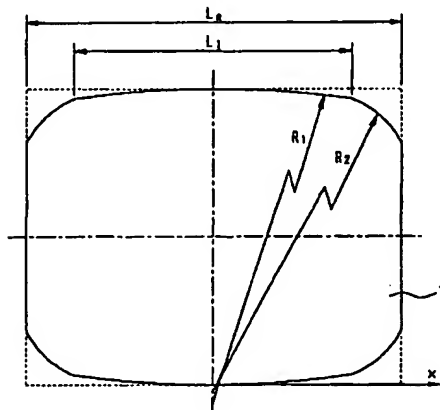
【図17】クラウニングの説明図である。

【図18】クラウニング形状による接触圧力の説明図である。

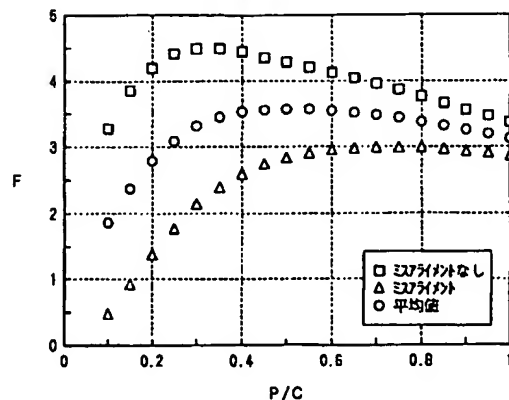
【符号の説明】

1はころ

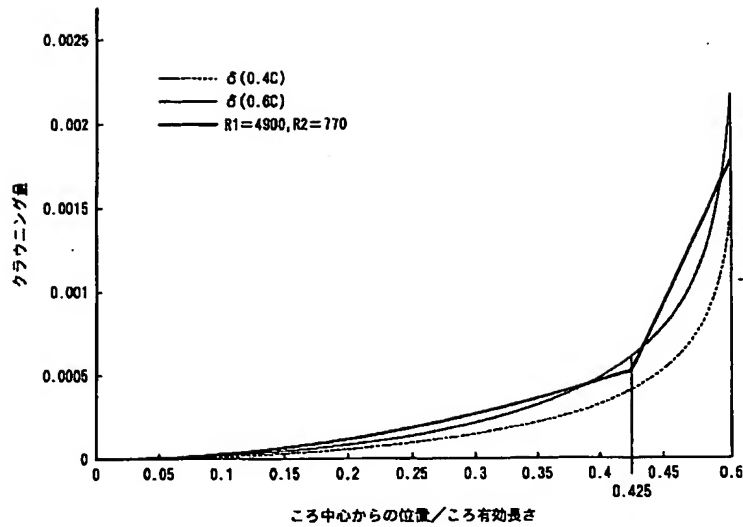
【図1】



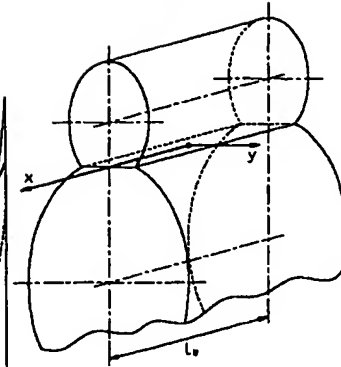
【図4】



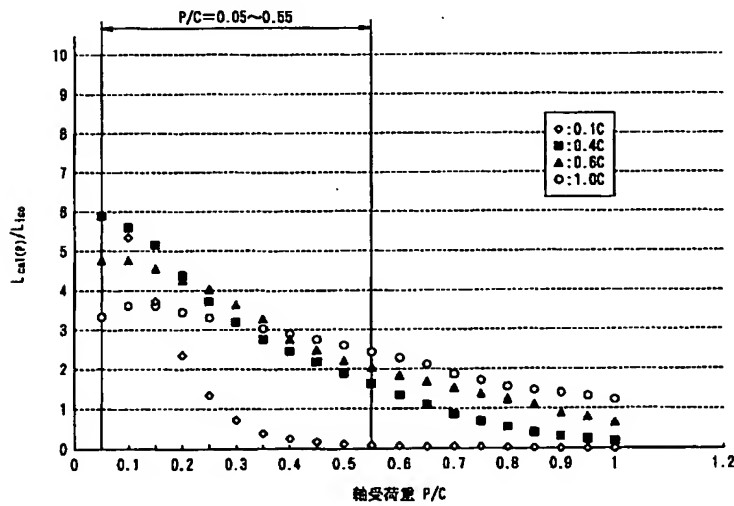
【図 2】



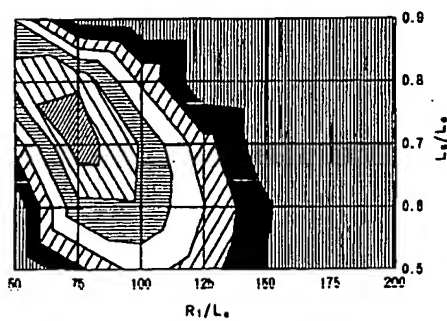
【図 16】



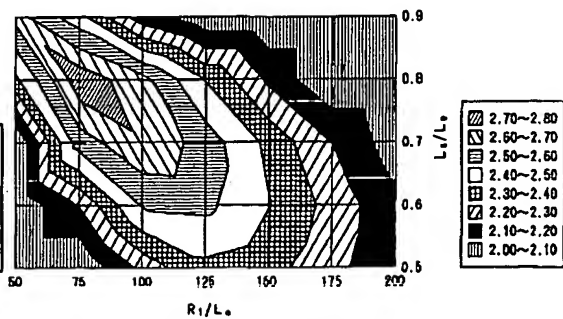
【図 3】



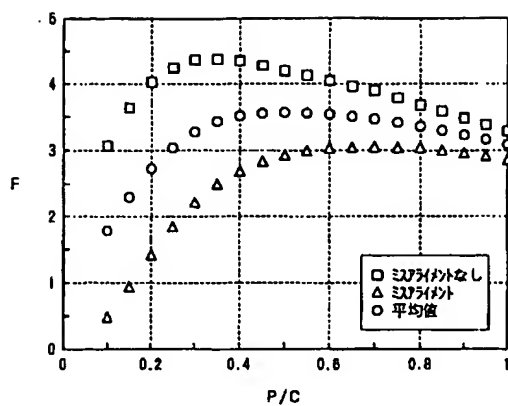
【図 9】



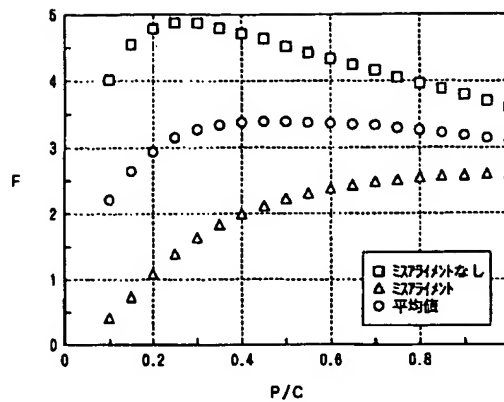
【図 11】



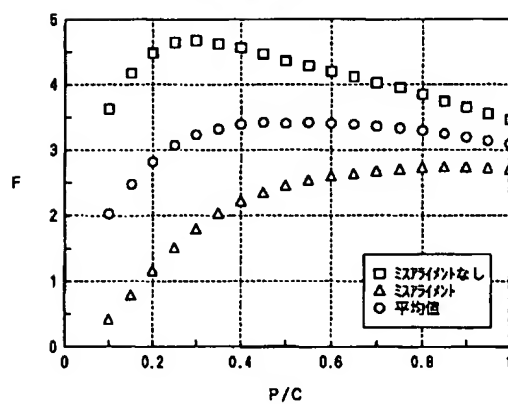
【図5】



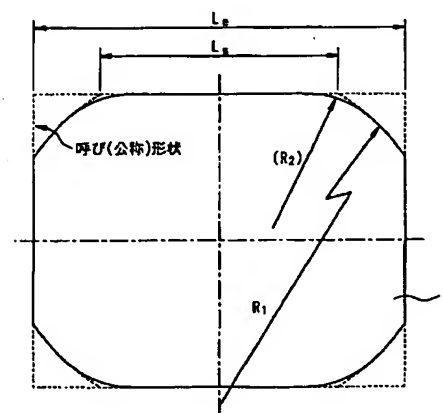
【図6】



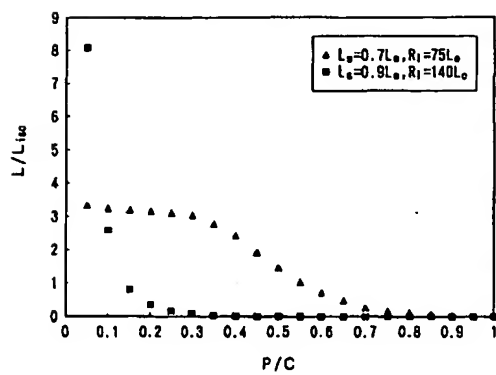
【図7】



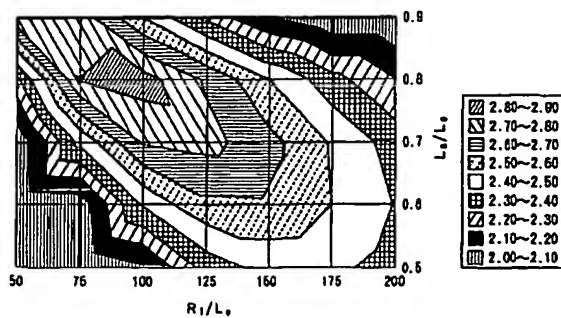
【図8】



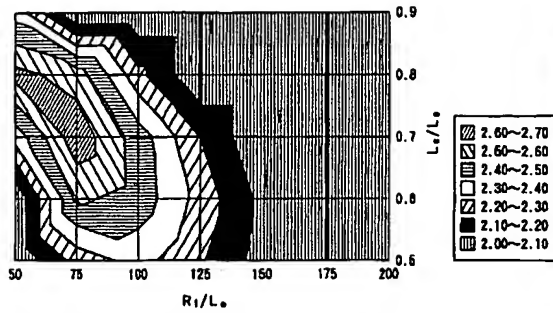
【図10】



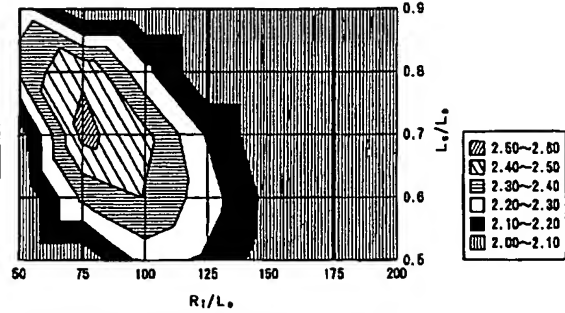
【図12】



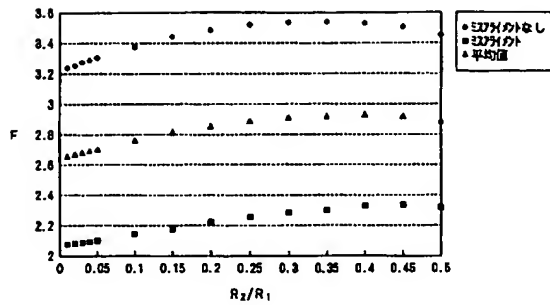
【図 13】



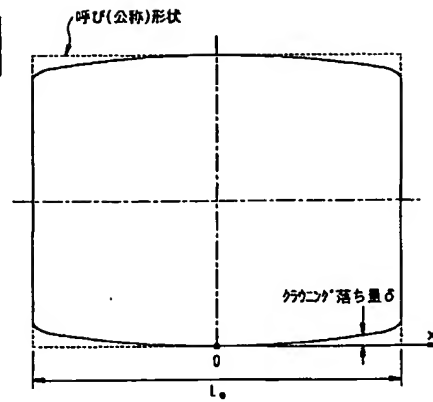
【図 14】



【図 15】



【図 17】



【図 18】

